

**Хуснетдинов Ш.С.<sup>1</sup>, Кулаков А.Т.<sup>1</sup>, Коваленко С.Ю.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Набережночелнинский институт(филиал)  
Казанского (Приволжского) федерального университета

<sup>2</sup>Оренбургский государственный университет

E-mail: kovalenko-osu@yandex.ru

## **ВОССТАНОВЛЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СЦЕПЛЕНИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫМ РЕМОНТНЫМ КОМПЛЕКТОМ**

**В работе решается проблема повышения надёжности сцеплений грузовых автомобилей с крестово-фрикционной муфтой за счёт усовершенствованного ремонтного комплекта. Предложен и экспериментально обоснован способ центрирования ведущих дисков, разработана технология восстановления сцеплений с применением усовершенствованного ремонтного комплекта.**

**Ключевые слова:** сцепление грузовых автомобилей, крестово-фрикционная муфта, ведущий диск, центрирование

Известно, что эффективность эксплуатации транспортных средств зависит, в первую очередь, от надёжности их основных узлов и агрегатов. Главным агрегатом любого транспортного средства является силовой агрегат, который является наиболее затратным, как при изготовлении, так и при эксплуатации и ремонте, и надёжная работа силового агрегата является основополагающим моментом эффективной эксплуатации транспортного средства [1].

При проведении анализа эксплуатационной надёжности автомобилей с установленными на них силовыми агрегатами КАМАЗ выяснили, что значительная доля отказов приходится на сцепление, наиболее частыми из которых являются износ и разрушение дисков и выжимных подшипников (1,419 отказа на каждые 10000 км). Среди данных отказов можно выделить наиболее часто встречающиеся – «заклинивание шипов ведущих дисков в пазах маховика» (32%), «износ и поломка шипов маховика, ведущих дисков» (4%), влекущие за собой такие отказы, как «включение сцепления рывком» (12%) и «поломка оси отжимного рычага (механизма автоматического регулирования)» (12%). Данный тип отказов говорит о недостатках в конструкции сцеплений с крестово-фрикционной муфтой (КФМ). К тому же, данные отказы сопровождались повышенным износом подшипников первичного вала коробки перемены передач (КПП), шлицевых соединений «первичный вал КПП – ведомый диск сцепления».

Так, анализ износов пазов маховика показал на их большие величины, неравномерность по высоте и разброс по номерам. Максималь-

ный износ происходит по месту сопряжения со средним диском и достигает 2,5...3,0 мм. При этом, визуальная оценка состояния фрикционных поверхностей показала, что они находятся в работоспособном состоянии [2].

По трем комплектам сцеплений, возвращенным из эксплуатации с различными пробегами, определены суммарные износы в сопряжениях шипов и пазов (таблица 1).

Основным дефектом ведомых дисков является накопленный износ шлиц ступиц в процессе эксплуатации. Схема измерения ступиц ведомых дисков с износами шлиц показана на рисунке 1.

Анализ измерений величин износов шлиц выявил ряд закономерностей:

– несмотря на незначительные пробеги (57, 41, 160 тыс. км) износы шлиц достигают значительной величины от 0,5 мм до 4,7 мм,

– износ шлиц ступиц ведомых дисков, работавших между нажимным и средними дисками, выше в 1,16 раза износа шлиц ступиц ведомых дисков, работавших между средним диском и маховиком;

– износ шлиц ступиц в сечении 1-1 на 6 % меньше, чем в сечении 2-2.

На основании полученных данных об износах, было выдвинуто предположение, что неравномерный износ шлиц ступиц ведомых дисков происходит из-за смещения ведущих дисков в радиальном направлении в сторону больших износов, вплоть до касания внутренними поверхностями диска (на диаметре 193 мм) кромки колец и обойм демпфера ведомых дисков. Шлицы ступицы, кроме расчетных нагрузок от передачи крутящего момента, испытыва-

ют и воспринимают дополнительные нагрузки от дисбаланса смещенных ведущих дисков, которые передаются на первичный вал КПП.

В результате смещения нажимного диска в сборе с оттяжными рычагами, пружинами и упорным кольцом происходит касание цилиндрической поверхности передней крышки заднего подшипника, что вызывает значительный её износ вплоть до полного перерезания крышки в месте касания. Статистическое исследование, проведенное на ЗАО «Ремдизель», показало, что 90 % передних крышек КПП, поступающих в капитальный ремонт, имеют износ различной степени, в том числе 24 % полностью перерезаны и не подлежат ремонту. Смещение ведущих дисков, вызывающее несоосность, достигает весьма больших величин. Так, средний диск смещается до 5...7 мм от центрального положения, а нажимной диск -- до 2...3 мм. Касание внутренней поверхностью ведущих дисков вызывает износ демпфера ведомых дисков, который продолжается до полного разрушения их ступиц. Таким образом, когда средний и нажим-

ной диски ложатся на демпферный механизм ведомых дисков, то они нагружают шлицевую часть муфты ведомых дисков, первичного вала, маховика и хвостовика коленчатого вала двигателя, что объясняет смятие и износ шлиц первичного вала [3].

Таким образом, анализ характера разрушений деталей сцепления позволил выдвинуть предположение, что при износе сопряжений «шип-паз» происходит нарушение центрирования среднего и нажимного дисков, вследствие чего возникает их смещение относительно центральной оси сцепления, что является причиной возникновения дисбаланса, ведущего к интенсификации износных процессов и, как следствие, увеличению числа отказов.

### Теоретическое исследование работы сцепления при изменении его технического состояния

Проведен анализ процесса передачи крутящего момента и его потерь в сцеплении с КФМ ведомых дисков при изнашивании сопряжений

Таблица 1. Соотношения суммарных максимальных и минимальных износов в сопряжениях паза маховика и шипа ведущих дисков по сцеплениям с различной наработкой

Наработка, тыс. км.	Тип диска	Суммарный износ в сопряжениях пазов и шипов, мм				Средний износ по номерам, мм	Средняя интенсивность износа, мм/тыс. км
		1	2	3	4		
57	средний	2,94	2,14	7,35	4,68	4,28	0,075
	нажимной	0,57	2,84	5,0	1,39	2,45	0,043
41	средний	3,26	2,64	1,36	2,12	2,35	0,057
	нажимной	1,45	2,27	1,3	0,26	1,32	0,032
160	средний	6,4	1,6	1,15	3,92	3,27	0,020
	нажимной	1,87	0,29	0,43	1,82	1,10	0,007

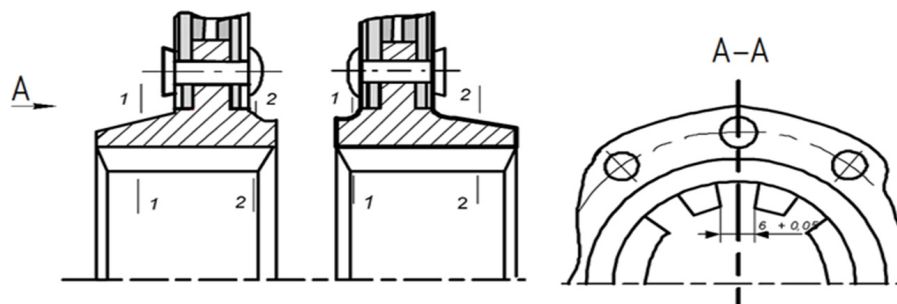


Рисунок 1. Схема измерений ступиц и изношенные шлицы ступицы ведомого диска

«шип-паз». Пазы маховика образуют направляющие для шипов ведущих дисков и обеспечивают передачу крутящего момента, но при износах рабочих поверхностей, являющихся центрирующими, допускают возможность относительных радиальных смещений, что вызывает образование начального эксцентриситета и дисбаланса, а также их прогрессирующий рост. Наиболее интенсивно это происходит при применении металлов с невысокой твердостью (чугунный маховик и ведущие диски с незакаленными рабочими поверхностями), а также осуществлении ремонтов сопряжений «шип-паз» мягкими сварочными материалами.

Рассмотрим работу сцепления с КФМ по мере увеличения износа рабочих поверхностей до выхода сцепления из строя:

1. Передача крутящего момента равномерно через четыре сопряжения «шип-паз» за очень короткий промежуток работы в период приработки (рисунок 2).

2. При небольших износах сопряжений «шип-паз» происходит смещение ведущего диска в направлении одного из пазов, закусывание шипа в пазу и, возможно, поломка одного шипа, передача нагружающего момента через изгибающийся момент одного из сопряжений «шип-паз» (рисунок 3).

3. При значительных износах шипа происходит его смятие и закусывание в пазу, что ведет к приобретению дополнительной опоры в виде соседнего «шипа-паза» и внешней поверхности с маховиком (рисунок 4). В данном состоянии при касании внешней стороны диска поверхности

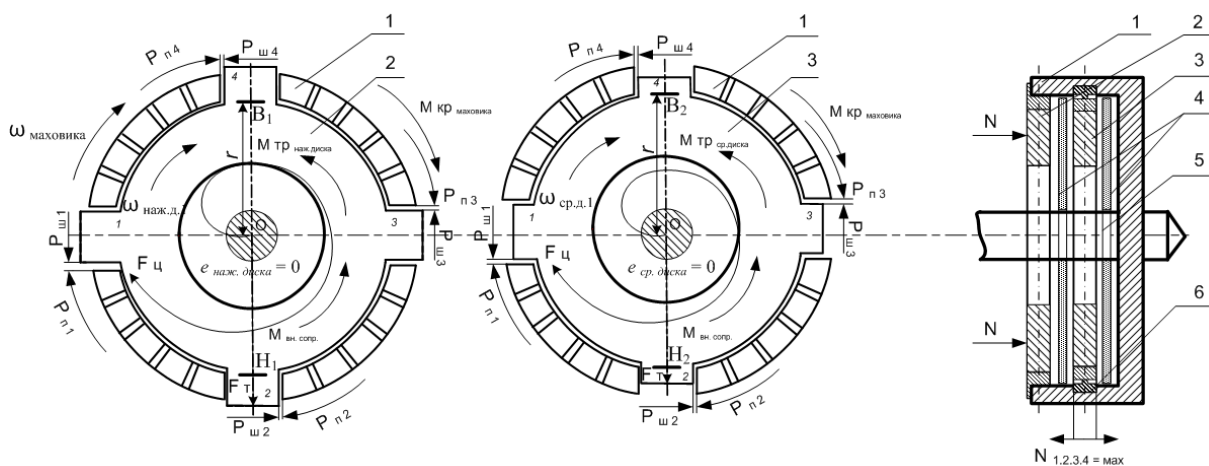


Рисунок 2. Расчетная схема двухдискового сцепления с КФМ при центральном расположении ведущих дисков за счет исходной посадки в сопряжениях «шип-паз»: 1 – маховик; 2 – нажимной диск; 3 – средний ведущий диск; 4 – ведомые диски; 5 – первичный вал коробки переключения передач; 6 – механизм автоматического регулирования положения дисков

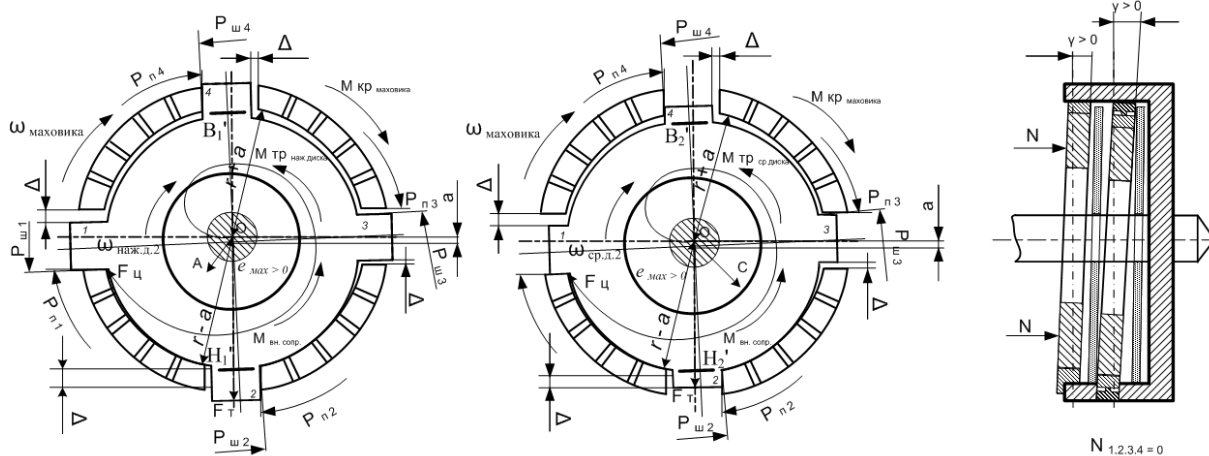


Рисунок 3. Расчетная схема двухдискового сцепления с КФМ при смещенном расположении ведущих дисков вследствие износов в сопряжениях «шип-паз»

маховика происходит большая часть эксплуатации автомобиля. Работа сопровождается большим дисбалансом, виброколебаниями двигателя, ухудшением работы сцепления, передачи больших нагрузок от дисбаланса на коленчатый вал и первичный вал КПП, потерей мощности и увеличении удельного расхода.

Увеличенные износы в сопряжениях «шип-паз» вызывают образование несоосности  $e$  ведущих дисков относительно маховика. Несоосность достигает весьма больших величин  $e_{\max} = 0,04D$ , где  $D$  – наружный диаметр ведущего диска. При вращении на ведущие диски действует центробежная сила, значение  $F_u$  которой, при допущении, что масса диска сосредоточена в его геометрическом центре, равно [4]:

$$F_u = \frac{G}{g} \cdot \left( \frac{2\pi n}{30} \right)^2 \cdot \frac{e}{2} = \frac{Gen^2}{450}, \quad (1)$$

где  $F_u$  – центробежная сила в кг;  $G$  – масса диска в кг;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $n$  – частота вращения диска, мин<sup>-1</sup>;  $e$  – несоосность, м.

Принимая, что при  $D=0,5$  м несоосность достигает максимальных значений  $e = e_{\max} = 0,04 \cdot 0,5 = 0,02$  м, то при  $G = 10$  кг и  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup> величина центробежной силы составит порядка  $F_u = 447$  кг.

Образовавшийся дисбаланс является причиной виброколебаний двигателя, выражающейся в перемещениях двигателя массой  $Q_{\text{дв}}$  со скоростью  $V$ , приводя таким образом к образованию дополнительных механических потерь мощности:

$$N_{\text{дисб}} = Q_{\text{дв}} \cdot V.$$

Скорость перемещения двигателя от виброколебаний  $V$  является функцией от частоты вращения  $n$  и угла поворота сцепления  $\varphi$ :

$$V(n, \varphi) = \int n \int \varphi a d\varphi dn, \quad (2)$$

где  $a$  – виброускорения, измеренные по опорам двигателя, м/с<sup>2</sup>.

Эффективная мощность на валу  $N_e = 716,2 M_{\text{кр}} \cdot n$  снижается на величину потерь:

$$N = 716,2 M_{\text{кр}} \cdot n - Q_{\text{дв}} \cdot \int n \int \varphi a d\varphi dn, \quad (3)$$

Удельный расход топлива двигателя также будет увеличиваться из-за появления дополнительных механических потерь:

$$q_e = \frac{G_m}{N} = \frac{G_m}{(716,2 M_{\text{кр}} \cdot n - Q_{\text{дв}} \cdot \int n \int \varphi a d\varphi dn)}, \quad (4)$$

где  $G_m$  – часовой расход топлива, кг/ч.

Исходя из вышеприведенного анализа видно, что несоосность ведущих дисков относительно маховика оказывает значительное влияние на изменение условий работы сцепления и показателей работы двигателя. Необходимо определить мероприятия, которые позволят исключить смещение ведущих дисков и дисбаланс сцепления со всеми вытекающими последствиями.

Так, после анализа конструкции и принципа работы сцепления с КФМ, было предложено производить в эксплуатационных условиях центрирование установкой восьми заклепок (рисунок 5) с натягом радиально по обе стороны всех четырех шипов каждого ведущего диска. При такой схеме центрирование ведущих дисков с маховиком переносится с поверхнос-

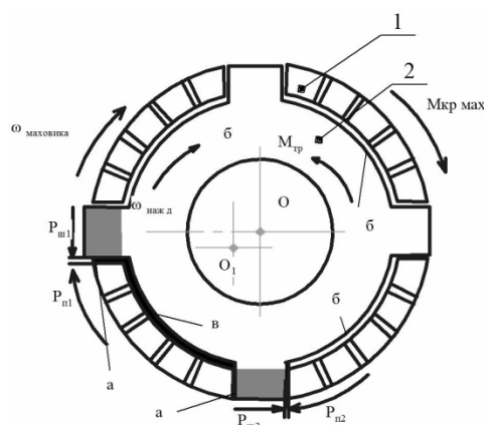


Рисунок 4. Модель передачи нагрузок в сцеплении с КФМ при значительных износах в сопряжении «шип-паз» в завершающей стадии: 1 – маховик; 2 – средний ведущий диск; а – работающие сопряжения шип-паз; б – зазоры между поверхностью диска и маховика; в – контакт поверхности диска и маховика; О – исходный центр массы; О<sub>1</sub> – смещенный центр массы

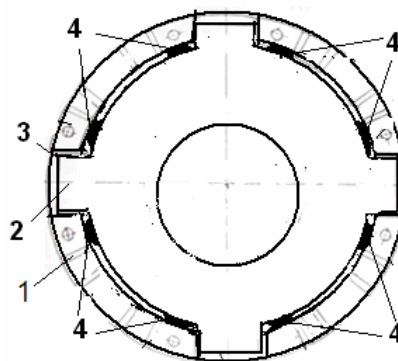


Рисунок 5. Центрирование ведущих дисков относительно маховика заклепками: 1 – маховик; 2 – шип (четыре) ведущего диска; 3 – паз (четыре) маховика; 4 – заклепка для центрирования (восемь на каждый ведущий диск) (заявка на патент №2013135092 от 25.07.2013г.)

тей шипов и пазов, передающих крутящий момент, на поверхности головок заклепок, установленных по внешней стороне ведущих дисков по обе стороны от шипов.

Подбор высоты головки заклепки проводится так, чтобы при соприкосновении головки заклепки с поверхностью среднего и нажимного диска зазор с поверхностью маховика получался 0,1...0,2 мм на радиус, что позволит предотвратить смещение дисков при износе пазов и шипов.

Предложенный способ не требует кардинальных изменений в конструкции, достаточно прост в эксплуатации и позволяет исключить влияние износа сопряжений «шип-паз» на возрастание дисбаланса. Таким образом, повышение долговечности сцепления возможно за счет обеспечения центрирования ведущих дисков созданием на них центрирующих поверхностей. Проведенные расчеты выявили, что при обеспечении центрирования ведущих дисков, надежная передача крутящего момента может осуществляться минимум через два диаметрально расположенных шипа.

#### **Методика проведения экспериментальных исследований**

Для проверки обоснованности аналитических исследований влияния технического состояния сцепления на процесс его работы и двигателя, а также работоспособности предложенного способа центрирования ведущих дисков была разработана программа экспериментальных исследований.

На первом этапе экспериментальных исследований были проведены стендовые испытания силового агрегата КАМАЗ 7403.09.10 в сборе со сцеплением и первичным валом коробки передач на стенде фирмы «Вилати», укомплектованном необходимыми оборудованием и средствами измерений в соответствии с ГОСТ 14846 на ЗАО «Ремдизель». Дополнительно стенд оборудован передними и задними виброопорами и датчиками для обеспечения измерений вибрации двигателя при проведении испытаний.

В процессе стендовых испытаний определены внешняя скоростная характеристика в диапазоне от 1000 до 2600 мин<sup>-1</sup> и характеристика холостого хода в диапазоне от 800 до 2800 мин<sup>-1</sup> с измерением шума и вибрации в районе задних виброопор двигателя с различными комплектами:

– № 1 – комплект с новыми маховиком и сцеплением;

– № 2 – комплект с изношенными пазами маховика и шипами ведущих дисков, с ведущими дисками с двумя шипами и с расточенными по обойме демпфера ведомыми дисками;

– № 3 – комплект с изношенными пазами маховика и шипами ведущих дисков, с ведущими дисками с двумя шипами с элементами центрирования вблизи шипов ведущих дисков.

На втором этапе проведены ходовые испытания по оценке предлагаемых решений по введению центрирования ведущих дисков при ремонте, а также при эксплуатации на автомобиле КАМАЗ-53212, принадлежащем автотранспортному предприятию ОАО «Каматранссервис».

В ходе эксперимента проводилось:

– оценка практической пригодности предлагаемого способа восстановления сцепления с усовершенствованным ремонтным комплектом ведомых дисков при ремонте силового агрегата;

– изготовление, установка на автомобиль и испытание силового агрегата с восстановленным сцеплением способом центрирования ведущих дисков;

– сравнение данных по износам испытуемого силового агрегата со значениями силовых агрегатов из рядовой эксплуатации.

#### **Результаты экспериментальных исследований**

Проведен анализ результатов стендовых испытаний по оценке технико-экономических и виброакустических показателей работы двигателя при различных технических состояниях сцеплений.

Так, при установке элементов центрирования на ведущих дисках с предельными износами шипов и обломами 2 шипов, показания эффективной мощности и эффективного удельного расхода топлива улучшились на 1,1 % (1,85 л.с.) и 0,4 % (0,78 г/(л.с.·ч)) соответственно, и даже стали в среднем лучше, чем у двигателя в сборе с новым сцеплением, на 0,36 % (0,61 л.с.) и 0,12 % (0,19 г/(л.с.·ч)) соответственно.

Анализ вибраций позволил оценить улучшения при введении центрирования ведущих дисков сцепления по вибронагруженности двигателя. На рисунке 6 приведен пример виброграмм одного режима для сравнения, представленных в усеченной форме.

На рисунке 7 приведены зависимости среднего значения суммарного виброускорения от частоты вращения коленчатого вала. В момент резонанса динамические силы достигают своего максимума, приводящие к повышенному износу в сопряжениях, и даже к разрушению деталей.

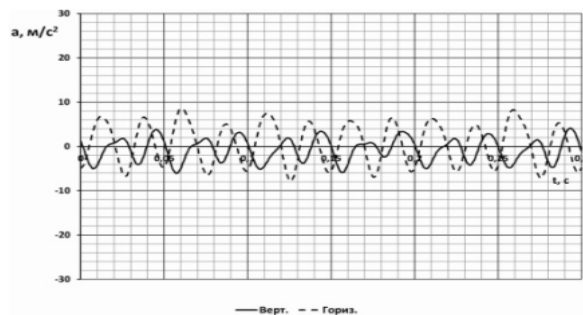
Анализируя графики, можно сделать вывод, что введение элементов центрирования ведущих дисков снижает виброколебания до уровня двигателя с новым сцеплением, достигнуто эффективное снижение дисбалансов, т.е. даже при больших износах сцепление работает нормально.

На основе полученных результатов была разработана технология восстановления ведомых дисков, которая позволяет сделать из неисправного диска усовершенствованный ремонтный комплект с добавленными опорными точками центрирования на ведущем диске сцепления.

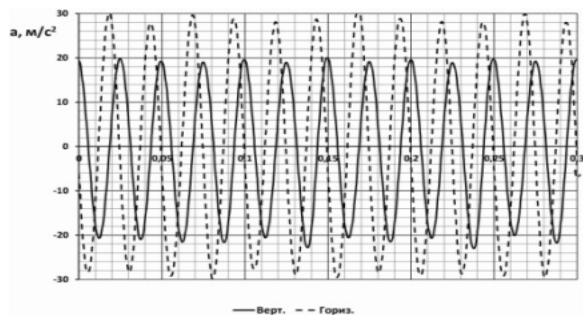
Предлагаемый способ ремонта ведущих дисков сцепления при обломе шипов дисков делает ремонт возможным и целесообразным, для чего на ведущем диске сцепления при обломе одного из шипов, обломанный или значительно изношенный шип, а так же противоположный ему шип, расположенный через  $180^\circ$ , срезается до основания диска. Полученная после срезки шипов поверхность выравнивается и зачищается. Для обеспечения центрирования дисков на внешней поверхности ведущего диска проволокой ПАНЧ-11 в углекислом газе наплавляются четыре опорные поверхности, через каждые  $45^\circ$ , которые после наплавки обрабатываются до размера не более 6 мм. Ремонт нажимного ведущего диска производится аналогично [5, 6].

При сборке узла сцепления, по опорным поверхностям ведущие диски входят в маховик, шипами в его пазы и центрируются по внутренней расточке маховика с зазором 0,2...0,3 мм на диаметр, а зацепление дисков с пазы маховика происходит двумя его шипами. После чего узел сцепления собирается и устанавливается на двигатель.

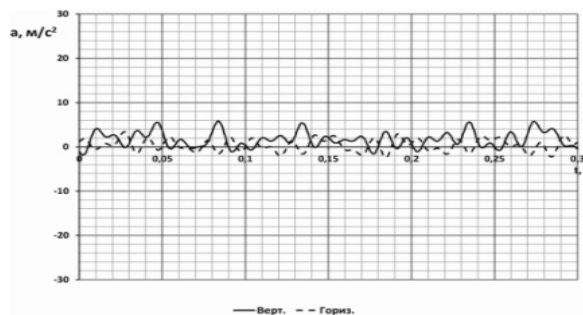
Ходовые испытания автомобиля с восстановленным сцеплением с усовершенствованным ремонтным комплектом ведущих дисков показали, что параметры двигателя находятся в пределах, установленных для нового двигателя после его обкатки в объеме приемо-сдаточных испытаний. Установлено, что интенсивность изнашивания среднего диска сцепления с центрированием ведущих дисков в 1,36 раза, а



а)



б)



в)

Рисунок 6. Пример виброграмм на режиме холостого хода для  $2400 \text{ мин}^{-1}$  с различными комплектами сцепления: а – №1; б – №2; в – №3

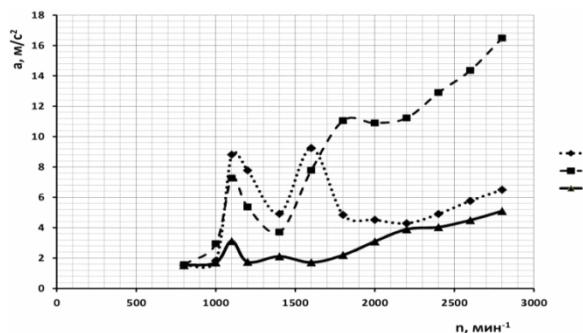


Рисунок 7. Среднее значение суммарного ускорения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу при разных комплектах сцепления

нажимного в 1,72 раза меньше по сравнению со стандартным исполнением. Осмотр ступиц дисков, как наиболее подверженных износу не выявил, отмеченных ранее значительных износов. Таким образом, ведомые диски находятся в исправном состоянии, как по состоянию фрикционных поверхностей, так и шлицев ступиц.

Экономический эффект от внедрения технологии восстановления работоспособности сцепления с применением усовершенствованного ремонтного комплекта составит около 21500 руб. на один автомобиль в год за счёт уменьшения количества выбракованных деталей узла, так как ведущий диск с обломанными шипами не выводится из эксплуатации, что не требует новой детали, а также увеличения ресурса сцепления до 122,3 тыс.км.

### Основные результаты и выводы

По результатам проведенных аналитических и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработана модель нагружения элементов сцепления с КФМ при передаче крутящего момента, описывающая процесс образования дисбаланса в сцеплении, механизм интенсивного изнашивания в сопряжении «шип-паз» и дополнительные механические потери от виброколебаний.

2. Предложен способ центрирования ведущих дисков сцепления с КФМ грузового авто-

мобиля установкой восьми заклепок с натягом радиально по обе стороны всех четырех шипов каждого ведущего диска, что обеспечивает перенос центрирования ведущих дисков с маховиком с поверхностей шипов и пазов, передающих крутящий момент, на поверхности головок заклепок, установленных по внешней стороне ведущих дисков по обе стороны от шипов.

3. Экспериментально подтверждена эффективность при стендовых и ходовых испытаниях предложенного способа центрирования ведущих дисков снижением удельного расхода топлива, потери мощности и уровня вибраций. При эксплуатации автомобилей при введении элементов центрирования подтверждено снижение интенсивности изнашивания сопряжений «шип-паз» и повышение долговечности.

4. Полученные результаты приведенной работы послужили основой для разработки технологии восстановления сцепления грузового автомобиля с применением усовершенствованного ремонтного комплекта ведущих дисков с центрированием способом наплавки опорных поверхностей на внешнюю сторону ведущих дисков, которая также впоследствии проверена в условиях опытной эксплуатации на работоспособность и надежность. Экономический эффект от внедрения технологии восстановления работоспособности сцепления с применением усовершенствованного ремонтного комплекта составит около 21500 руб. на один автомобиль в год.

18.11.2013

### Список литературы:

1. Хуснетдинов, Ш.С. Проблемы сцепления силовых агрегатов КАМАЗ / А.Т. Кулаков, А.А. Макушин, М.А. Максимов, Ш.С. Хуснетдинов // Проблемы функционирования систем транспорта: материалы Всероссийской научно-практической конференции. - Тюмень: ТюмГНГУ, 2011. - С. 221-223.
2. Хуснетдинов, Ш.С. Проблемы повышения надежности и ремонтпригодности деталей сцепления / А.Ю. Барыкин, Ш.С. Хуснетдинов // Инновационно-промышленный салон. Ремонт. Восстановление. Реновация: материалы III Всероссийской научно-практической конференции. - Уфа: БГАУ, 2012. - С.10-12.
3. Хуснетдинов, Ш.С. Центрирование ведущих дисков узлов сцепления силовых агрегатов относительно маховика регулировочными болтами / А.А. Макушин, Ш.С. Хуснетдинов // Инновационно-промышленный салон. Ремонт. Восстановление. Реновация: материалы III Всероссийской научно-практической конференции. - Уфа: БГАУ, 2012. - С.18-20.
4. Поляков, В.С. Муфты. Конструкция и расчет / В.С. Поляков, И.Д. Барабаш. - М.: Машгиз, 1960. - 346с.
5. Хуснетдинов, Ш.С. Восстановление ведущих дисков сцепления с обломом шипов / А.А. Макушин, Ш.С. Хуснетдинов // Инновационно-промышленный салон. Ремонт. Восстановление. Реновация: материалы III Всероссийской научно-практической конференции. - Уфа: БГАУ, 2012. - С.217-219.
6. Хуснетдинов, Ш.С. Изнашивание элементов маховика и деталей сцепления силовых агрегатов грузовых автомобилей / А.А. Макушин, А.Т. Кулаков, Р.И. Гарипов, Ш.С. Хуснетдинов // Совершенствование технологий и организации обеспечения работоспособности машин: сборник научных трудов. - Саратов: Издательство СГТУ, 2013. - С.19-24.

Сведения об авторах:

**Хуснетдинов Шамиль Сабирович**, заведующий лабораторией кафедры эксплуатации автомобильного транспорта автомобильного отделения Набережночелнинского института (филиала)

ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский) Федеральный Университет», e-mail: gabb-68@mail.ru

**Кулаков Александр Тихонович**, заведующий кафедрой эксплуатации автомобильного транспорта Набережночелнинского института (филиала) ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский)

Федеральный Университет», доктор технических наук, профессор, e-mail: alttrak09@mail.ru

423810, г. Набережные Челны, проспект Мира, 68/19, тел. (8552) 58-95-78

**Коваленко Сергей Юрьевич**, старший преподаватель кафедры автомобильного транспорта транспортного факультета Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук

460018, г. Оренбург, пр-т Победы, 147, ауд. 12311, тел. (3532) 91-22-26,

e-mail: kovalenko-osu@yandex.ru

**UDC 629.083: 629.351**

**Husnetdinov Sh.S.<sup>1</sup>, Kulakov A.T.<sup>1</sup>, Kovalenko S.Yu.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>NaberezhnyeChelny institute (branch) of «Kazan (Volga) Federal University»

<sup>2</sup>Orenburg state university, e-mail: kovalenko-osu@yandex.ru

**RESTORATION OF OPERABILITY OF COUPLINGS OF TRUCKS BY THE ADVANCED REPAIR KIT**

In work the problem of increase of reliability of couplings of trucks is solved with the cross-frictional coupling at the expense of an advanced repair kit. The way of centering of leading disks is offered and experimentally reasonable, the technology of restoration of couplings with application of an advanced repair kit is developed.

Key words: coupling of trucks, cross-frictional coupling, leading disk, centering

**Bibliography:**

1. Husnetdinov, Sh. S. Problems of coupling of the KAMAZ / A.T.Kulakov, A.A.Makushin, M.A.Maksimov, Sh. S. Husnetdinov// Problems of functioning of systems of transport: materials of the All-Russian scientific and practical conference. - Tyumen: TSOGU, 2011. - Page 221-223.
2. Husnetdinov, Sh. S. Problems of increase of reliability and maintainability of details of coupling / A.Yu. Barykin, Sh. S. Husnetdinov// Innovative and industrial salon. Repair. Restoration. Renovation: materials III of the All-Russian scientific and practical conference. - Ufa: BSAU, 2012. - Page 10-12.
3. Husnetdinov, Sh. S. Centering of leading disks of knots of coupling of power units concerning a flywheel adjusting bolts / A.A. Makushin, Sh. S. Husnetdinov// Innovative and industrial salon. Repair. Restoration. Renovation: materials III of the All-Russian scientific and practical conference. - Ufa: BSAU, 2012. - Page 18-20.
4. Polyakov, V.S. Couplings. Design and calculation / V. S. Polyakov, I.D. Barabash. - M: Mashgiz, 1960. - 346 pages.
5. Husnetdinov, Sh. S. Restoration of leading disks of coupling with a fiasco of thorns / A.A. Makushin, Sh. S. Husnetdinov// Innovative and industrial salon. Repair. Restoration. Renovation: materials III of the All-Russian scientific and practical conference. - Ufa: BSAU, 2012. - Page 217-219.
6. Husnetdinov, Sh. S. Wear of elements of a flywheel and details of coupling of the trucks / A.A. Makushin, A.T. Kulakov, R.I. Garipov, Sh. S. Husnetdinov// Improvement of technologies and organization of ensuring operability of cars: collection of scientific works. - Saratov: SGTU publishing house, 2013. - Page 19-24.